محاسبه توان حرارتی در سیستم هیدرولیک

Thermal Power in Hydraulic System

ما تجربیات و دانش هیدرولیک خود را با شما به اشتراک میگذاریم

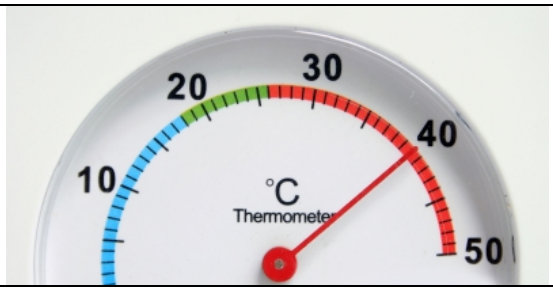
(کلیه حقوق این اثر برای شرکت بنیان تدبیر پارس محفوظ میباشد)
استفاده آموزشی از این اثر برای مدرسین و کاربران هیدرولیک مجاز میباشد

تلفن : ۸-۵۵۲۷۸۱۱۷(۰۲۱)	فکس : ۵۵۲۷۷۹۶۱(۰۲۱)	ایمیل : info@btpco.com

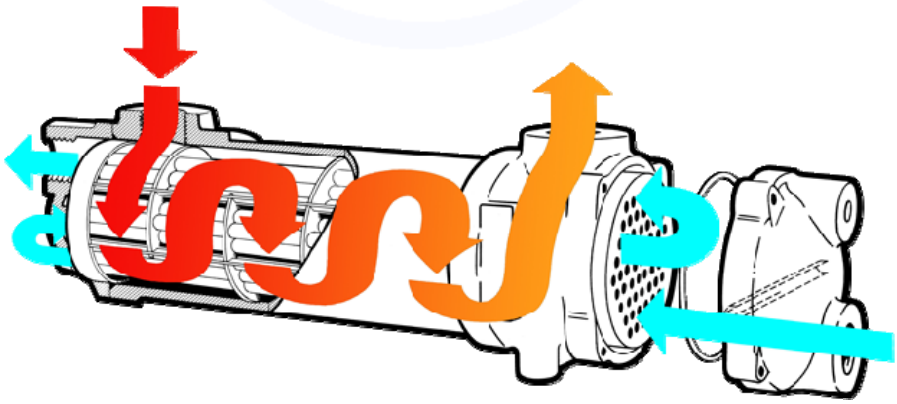
معمولا توان حرارتی سیستم هیدرولیک در دو حالت زیر مورد بررسی:

الف) محاسبه توان حرارتی در حین طراحی یک سیستم هیدرولیک جدید

ب) تعیین مقدار توان حرارتی مربوط به یک سیستم هیدرولیک موجود (در حال کار)



پس از انجام محاسبات مربوطه در هر دو حالت فوق، میتوان خنک کن مناسب جهت دفع توان حرارتی تعیین شده را انتخاب نمود. در حالت (الف) خنک کن مورد نظر در طرح سیستم در حال ساخت در نظر گرفته میشود و در حالت (ب) به سیستم موجود اضافه میشود.



ورود و خروج آب و روغن از کولر آب خنک

محاسبه توان حرارتی در حین طراحی یک سیستم هیدرولیک جدید

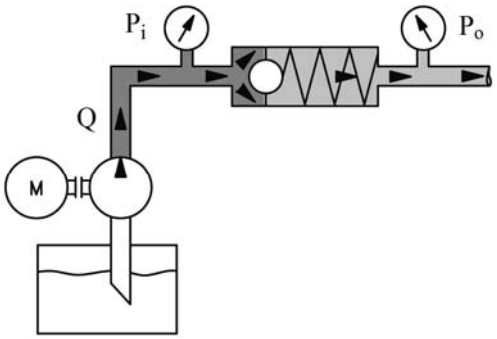
در حین طراحی اولیه لازم است میزان حرارت تولیدی محاسبه و متناسب با آن خنک کن مناسب انتخاب شود. برای محاسبه مقدار توان حرارتی در یک سیستم هیدرولیک باید تک تک قطعات به صورت جداگانه مورد بررسی قرار بگیرند و توان تلف شده در آنها محاسبه گردد و در نهایت مجموع توانهای مورد نظر محاسبه شود. در ادامه محاسبه توان تلف شده در بعضی از قطعات اصلی سیستمهای هیدرولیک بررسی میگردد. در صورتیکه محاسبه دقیق توان حرارتی در سیستم امکانپذیر نباشد روشهای ساده تری جهت تخمین مقدار حرارت تولیدی در سیستم وجود دارد که طراح متناسب با آن و با در نظر گرفتن ضریب اطمینان، خنک کن مناسب را انتخاب مینماید.

محاسبه توان حرارتی در قطعات مختلف هیدرولیک

تقریبا تمام قطعات هیدرولیک که روغن از آنها عبور می‌نماید امکان گرم کردن روغن و همچنین تبادل حرارت با محیط اطراف را دارند. در ادامه میزان توان حرارتی تولید شده در اجزاء اصلی یک سیستم هیدرولیک بررسی میگردد.

نمونه قطعات هیدرولیک

رابطه توان حرارتی و اختلاف فشار در قطعات به صورت عمومی



در صورتی که بتوان اختلاف فشار ورود و خروج $(P_i - P_o)$ مربوط به جریان عبوری Q از یک قطعه هیدرولیک را تعیین نمود، با استفاده از رابطه زیر مقدار توان حرارتی در آن قطعه محاسبه می‌گردد.

$P_h = \frac{\Delta P \times Q}{600}$	(۱)

که در آن داریم

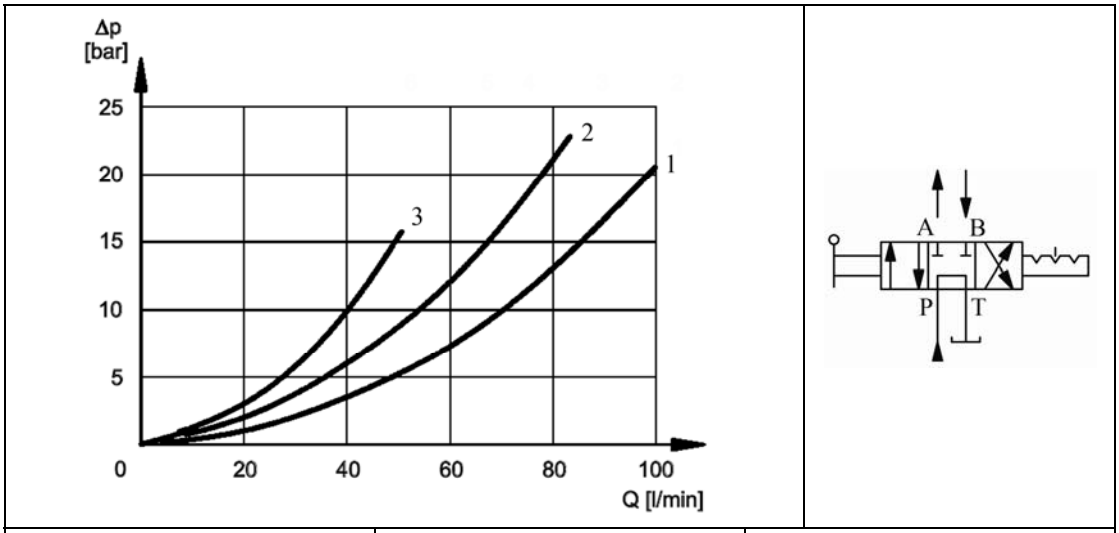
P_h : توان حرارتی بر حسب kW

ΔP : اختلاف فشار ایجاد شده بر حسب bar

Q : دبی عبوری برحسب lit/min

شیرهای کنترل جهت

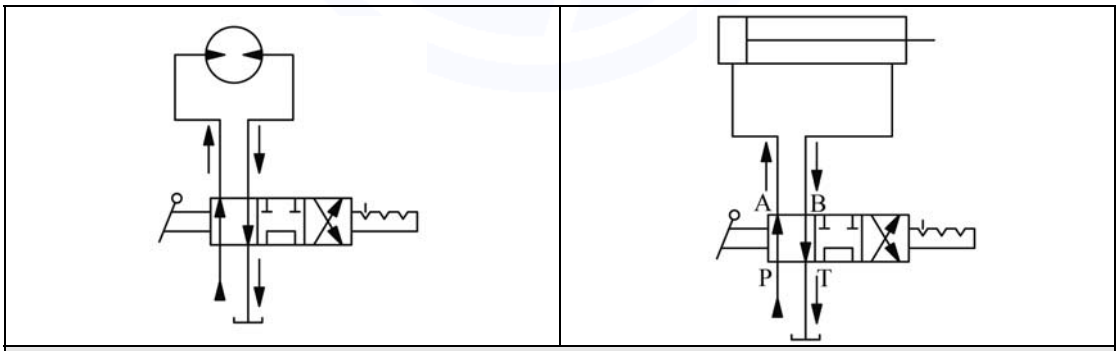
بهترین روش برای تعیین میزان توان حرارتی در شیرهای کنترل جهت استفاده از منحنی (افت فشار – دبی) آنها می‌باشد. معمولا همه سازندگان شیرهای هیدرولیک، منحنی های مربوطه را بر حسب نوع شیر، نوع اسپول و پورتهای عبور دهنده روغن، ارائه می‌نمایند. منحنی (افت فشار – دبی) با توجه به نوع اسپول معمولا برای ارتباط کلیه پورتها به هم به صورت منحنی های نمونه شکل بعد مشخص می‌گردد.



منحنی 1) P – A و P – B	منحنی 2) A – T و B – T	منحنی 3) P – T

منحنی نمونه (دبی- افت فشار) شیر کنترل جهت هیدرولیک

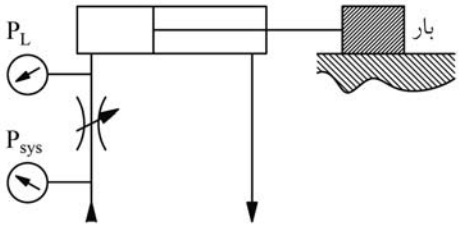
در صورتیکه دبی Q وارد سیلندری به قطر سیلندر D و قطر میل پیستون d شود، دبی خروجی از سمت میل پیستون برابر $Q_E = \frac{D^2 - d^2}{D^2} \times Q$ خواهد بود و در صورتیکه دبی Q از سمت میل پیستون وارد سیلندر شود، دبی خروجی از سمت پیستون برابر $Q_R = \frac{D^2}{D^2 - d^2} \times Q$ می‌شود. لذا برای محاسبه افت فشار در یک شیر کنترل جهت هنگام حرکت سیلندر لازم است افت فشار درمسیر P به A و افت فشار در مسیر B به T با دبی مربوط به هر قسمت تعیین شود. در حالی که در مورد دبی هیدروموتور دبی ورودی و خروجی بدون در نظر گرفتن نشتی های داخلی برابر فرض می‌شود.



تغییر دبی در هنگام حرکت در سیلندر و هیدروموتور

شیرهای کنترل جریان

از آنجا که میزان افت فشار در شیرهای کنترل جریان با تغییر سطح مقطع گلوئی تغییر می‌نماید، لذا معمولا تنها راه تعیین افت فشار در آنها محاسبه مستقیم با توجه به فشارهای ورودی و خروجی می‌باشد. در شکل زیر مقدار بار روی سیلندر تعیین کننده فشار P_L میباشد و مقدار فشار قبل از شیر کنترل جریان(P_{sys}) فشار سیستم است. به عنوان تقریب مقدار P_{sys} را در صورتیکه تعداد قطعات واسطه تا شیر فشار شکن زیاد نباشد، میتوان برابر مقدار تنظیم شده برای شیر فشار شکن در نظر گرفت.



افت فشار در شیر کنترل جریان

سپس با توجه به دبی عبوری از آن و با استفاده از رابطه (۱) مقدار افت توان به صورت $P_h = \frac{(P_{sys} - P_L) \times q}{600}$ محاسبه می‌گردد. باید توجه نمود مقدار دبی عبوری از شیر کنترل جریان برابر $q = Q - Q_{RV}$ که در آن Q_{RV} دبی عبوری از شیر فشار شکن می‌باشد. مقدار q را مستقیما با استفاده از سرعت سیلندر می‌توان تعیین نمود.

پمپها

در پمپهای هیدرولیک به واسطه نشتی های داخلی بخشی از دبی خروجی با فشار بالا به ورودی پمپ باز می‌گردد. از آنجا که این حجم روغن (Q_d) بدون انجام کار مفید به منطقه کم فشار باز می‌گردد باعث تلف شدن توان ورودی پمپ می‌گردد. مقدار توان تلف شده بر حسب راندمان حجمی پمپ با استفاده از رابطه (۲) تعیین می‌شود.

$P_h = \frac{P \times Q \times (1 - \eta_v)}{600}$	(۲)

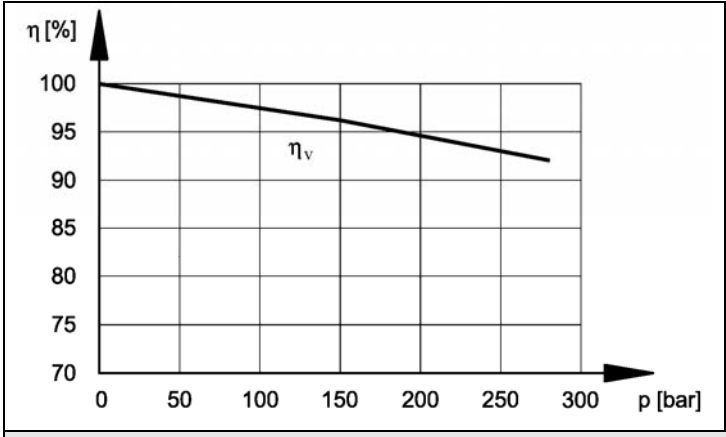
که در آن داریم

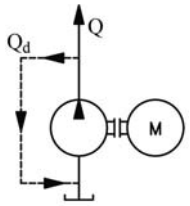
P_h : توان حرارتی بر حسب kW

P : فشار کاری پمپ بر حسب bar

Q : دبی تئوری پمپ (با توجه به جابجائی حجمی و سرعت دوران) برحسب lit/min

η_v : راندمان حجمی پمپ در یک فشار مشخص





$$Q_d = (1-\eta_v)\times Q$$

راندمان حجمی پمپ هیدرولیک

از آنجا که راندمان حجمی پمپها با افزایش فشار کاری کاهش می‌یابد، معمولا مقدار آن را برای حداکثر فشار کاری پمپ (مثلا 150bar) تعیین می‌نمایند. برای مثال اگر راندمان حجمی یک پمپ با دبی تئوری 40lit/min در فشار 150bar برابر 0.8 باشد، مقدار توان حرارتی در آن برابر است با $P_h = \frac{150\times 40\times(1-0.8)}{600} = 2kW$

در پمپهای دبی متغیر با مکانیزم جبران کننده فشار، هنگامی که دبی در فشار حداکثر تنظیمی پمپ برابر صفر می‌شود، معمولا مقدار کمی روغن به صورت نشتی داخلی جریان خواهد داشت. این نشتی باعث ایجاد افت توان طبق رابطه (۳) می‌گردد.

$P_h = \frac{P\times Q_d}{600}$	(۳)

که در آن داریم

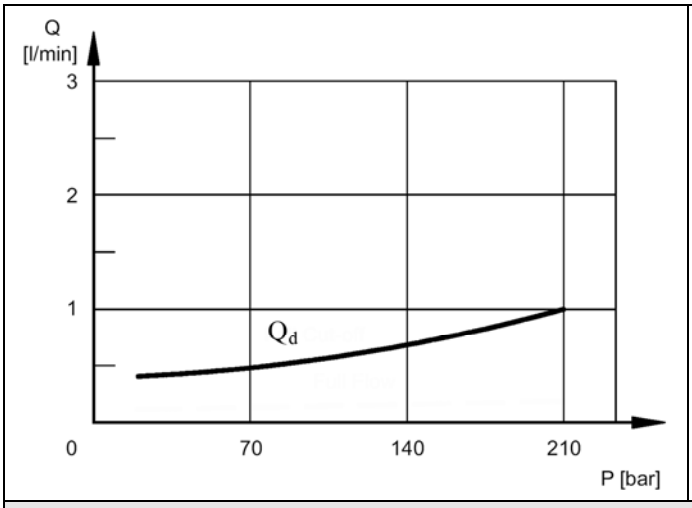
P_h : توان حرارتی بر حسب kW

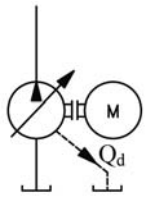
P : فشار کاری پمپ بر حسب bar

Q_d : دبی نشتی پمپ در دبی صفر برحسب lit/min

برای مثال اگر دبی نشتی یک پمپ جابجائی متغیر در زمانی که سیستم جبران کننده فشار آن در فشار 150bar عمل می‌نماید برابر 1.2lit/min باشد، مقدار توان حرارتی آن برابر $P_h = \frac{150\times 1.2}{600} = 0.3kW$ خواهد بود.

در پمپهای جابجائی متغیر علاوه بر افت توان ناشی از نشتی در دبی صفر، تاثیرات ناشی از راندمان حجمی بر افت توان مانند پمپهای جابجائی ثابت باید در نظر گرفته شود.

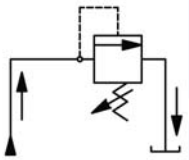




منحنی نمونه (دبی نشتی- فشار) مربوط به عملکرد سیستم جبران کننده فشار در پمپ دبی متغیر

شیرهای کنترل فشار

افت توان در شیرهای کنترل فشار نیز تابع اختلاف فشار ایجاد شده و دبی عبوری از آنها می‌باشد. شیرهای فشار شکن در صورتیکه از شیر کنترل جریان در مدار هیدرولیک استفاده نشود، به صورت دائم بسته می‌باشند و به جز موارد افزایش فشار در سیستم ، از خود دبی عبور نمی‌دهند. در این حالت شیر فشار شکن باعث افت توان نمی‌گردد.



عبور روغن از شیر کنترل فشار

در صورتیکه از شیر کنترل جریان در مدار هیدرولیک استفاده شود، بخشی از دبی پمپ از شیر فشار شکن به مخزن تخلیه می‌گردد. این امر باعث تلفات حرارتی شدید در سیستم هیدرولیک می‌گردد. معمولا تخلیه روغن از شیر فشار شکن در مخزن با فشار صفر صورت می‌گیرد. برای محاسبه توان حرارتی در شیر فشار شکن از رابطه (٤) استفاده میشود.

$P_h = \frac{P_{set} \times Q_{RV}}{600}$	(٤)

که در آن داریم

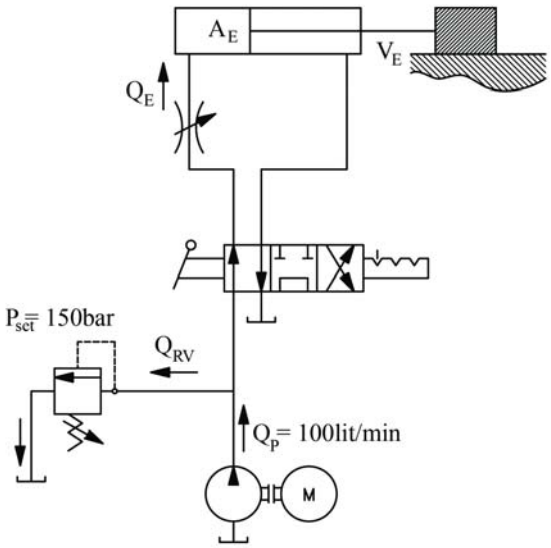
P_h : توان حرارتی بر حسب kW

P_{set} : مقدار تنظیم شیر فشار شکن بر حسب bar

Q_{RV} : بخشی از دبی پمپ که از شیر فشار شکن عبور می‌نماید، برحسب lit/min

مثال)

در یک سیستم هیدرولیک سیلندری با سطح مقطع $314cm^2$ با سرعت $0.03m/sec$ زیر بار حرکت می‌نماید. در صورتیکه دبی پمپ برابر $100lit/min$ و فشار تنظیمی فشارشکن برابر $150bar$ باشد، مطلوبست تعیین توان حرارتی تلف شده در شیر فشار شکن.



دبی مورد نیاز سیلندر برای آنکه با سرعت $0.03m/sec$ حرکت نماید برابر است با :

$$Q_E = 6 \times 0.03 \times 314 = 56.5lit/min$$

دبی خروجی از شیر فشار شکن تفاضل دبی پمپ از دبی مورد نیاز سیلندر خواهد بود.

$$Q_{RV} = 100 - 56.5 = 43.5lit/min$$

بنابراین توان حرارتی ایجاد شده در شیر فشار شکن برابر است با :

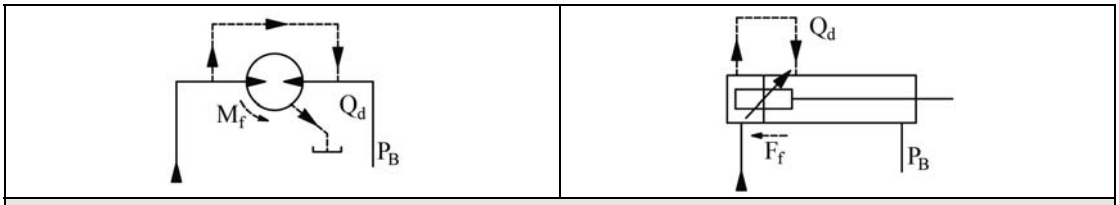
$$P_h = \frac{150 \times 43.5}{600} = 10.9kW$$

برای جلوگیری از افزایش دمای این سیستم از حد مجاز باید از کولر مناسب استفاده شود. در صورتیکه سرعت سیلندر به صورت دائم لازم است در حدود $0.03m/sec$ تنظیم شود، بهتر است از یک پمپ با دبی کمتر استفاده شود.

در صورتیکه فشار خروجی شیر کنترل فشار برابر صفر نباشد (مانند شیر های کاهنده فشار)، برای محاسبه افت توان ایجاد شده در آن، به جای P_{set} مقدار $\Delta P = P_1 - P_2$ در رابطه (٤) اعمال می‌گردد. برای مثال در صورتیکه دبی $60lit/min$ از یک شیر کاهنده فشار عبور نماید و فشار ورودی آن از $210bar$ به $110bar$ کاهش یابد، مقدار افت توان برابر $P_h = \frac{\Delta P \times Q}{600} = \frac{(210-110) \times 60}{600} = 10kW$ خواهد بود. چنین سیستمی با توجه به افت شدید توان و ایجاد حرارت زیاد حتما نیاز به کولر روغن خواهد داشت.

سیلندرها و هیدروموتورها

بخشی از توان ورودی به سیلندرها و هیدروموتورها با توجه به راندمان حجمی و مکانیکی آنها تبدیل به حرارت خواهد شد. نشتی داخلی سیلندر یا هیدروموتور باعث میگردد بخشی از دبی ورودی(Q_d) از منطقه پرفشار به منطقه کم فشار نفوذ نماید و درنتیجه معادل آن توان حرارتی ایجاد شود. همچنین بخشی از توان هیدرولیک صرف غلبه بر نیروها و گشتاورهای اصطکاکی F_f و M_f ناشی از اصطکاک پکینگها، گلوئی، بلبرینگ و . . . خواهد شد.



نشتی داخلی در سیلندر و هیدروموتور

معمولا در محاسبات سریع برای انتخاب سیلندر یا هیدروموتور فشار پشت (P_B) برابر صفر در نظر گرفته می‌شود ولی با توجه به نوع مدار و المانهای موجود در آن ، برای بررسی دقیق لازم است محاسبات بر مبنای اختلاف فشار ورودی و خروجی $\Delta P = P - P_B$ انجام گیرد.

فیلترها، اتصالات و قطعات جانبی دیگر

معمولا سازندگان قطعات هیدرولیک منحنی افت فشار- دبی را برای کلیه محصولات خود رائه می‌نمایند. با استفاده از این منحنی ها و رابطه $P_h = \frac{\Delta P \times Q}{600}$ مقدار توان حرارتی برای دیگر قطعات هیدرولیک مانند اتصالات، فیلترها و کولرها قابل محاسبه می باشد. (مراجعه شود به مقاله افت فشار در فیلترها)

برآورد تقریبی مقدار توان حرارتی برای انتخاب کولر روغن

در صورتیکه اطلاعات لازم جهت محاسبه توان حرارتی در قطعات مختلف سیستم هیدرولیک موجود نباشد، میتوان از روش تقریبی برای برآورد آن استفاده نمود. در این روش میزان توانی که توسط کولر باید دفع شود بین 25% الی 50% و به صورت متوسط 33% توانی که به صورت دائم به سیستم وارد میشود، تخمین زده میشود. برای مثال در صورتیکه توان ورودی به سیستم هیدرولیک به صورت دائم 30kW باشد، توان حرارتی را میتوان بین 7.5kW الی 15kW و به طور متوسط حدود 10kW در نظر گرفت.

در صورتیکه توان مصرفی سیستم در زمانهای t_1 ، t_2 ، t_3 و . . . برابر P_1 ، P_2 ، P_3 و . . . باشد، جهت تخمین میزان توان حرارتی از رابطه زیر استفاده میگردد.

$P_C = 0.33 \times \sum_{1}^{n} \frac{P_n \times t_n}{T}$	(۵)

که در آن داریم

P_C : توان حرارتی تقریبی که توسط کولر باید دفع شود بر حسب kW

t_n : زمان n ام مصرف توان در سیستم برحسب sec

T : کل زمان یک سیکل کامل بر حسب sec

n : تعداد دوره های تغییر توان در سیستم

برای مثال در یک سیستم هیدرولیک، سیلندر در هنگام زمان رفت که 3sec میباشد، توانی برابر 12kW و در زمان برگشت که 2sec است 2kW توان مصرف نماید، دبی خروجی پمپ در این سیستم به مدت 3sec به صورت بدون بار به مخزن تخلیه میشود. مطلوبست تعیین توان مورد نیاز برای انتخاب کولر این سیستم.

$$P_C = 0.33 \times \sum_{1}^{3} \frac{P_n \times t_n}{T} = 0.33 \times \left(\frac{12 \times 3 + 2 \times 2 + 0 \times 3}{8}\right) = 5kW$$

محاسبه توان حرارتی سیستم هیدرولیک موجود (در حال کار)

در ادامه نحوه محاسبه توان حرارتی سیستم هیدرولیک در حال کار بررسی میگردد. بعد از این مرحله با توجه به میزان حرارت تولیدی ، طراح امکان انتخاب خنک کن آبی یا هوایی برای سیستم موجود را خواهد داشت.

برای محاسبه لازم است سیستم هیدرولیک در شرایط عادی کارکرد خود شروع به کار نماید و برای مدت زمان مشخص تغییرات دمایی آن اندازه گیری شود. سپس با استفاده از رابطه زیر مقدار توان حرارتی محاسبه میگردد:

$P = \frac{\rho_{oil} \times V \times C_{oil} \times \Delta T}{60 \times \Delta t}$	(٦)

در این رابطه

P توان حرارتی بر حسب kW است

ρ_{oil} دانسیته روغن که به صورت متوسط مقدار آن برای روغن هیدرولیک معدنی برابر $0.915Kg/lit$ میباشد.

C_{oil} ضریب حرارت ویژه روغن که مقدار متوسط آن برای روغن هیدرولیک معدنی برابر $1.88\ KJ/Kg.K$ است.

ΔT تغییرات دمای روغن بر حسب درجه سلسیوس یا کلوین است.

Δt محدوده زمانی اندازه گیری دمای روغن بر حسب دقیقه میباشد.

برای مثال در یک سیستم هیدرولیک شامل $400lit$ روغن هیدرولیک در مدت $15min$ کارکرد دائم ، دمای کاری از 30^oC به 35^oC افزایش میابد. محاسبه توان حرارتی مربوطه به صورت زیر انجام میشود:

$$P = \frac{\rho_{oil} \times V \times C_{oil} \times \Delta T}{60 \times \Delta t}$$

$$P = \frac{0.915 \times 400 \times 1.88 \times (35-30)}{60 \times 15} = 3.8kW$$

گاهی در محاسبات حرارتی، نمودارها و مشخصات بر حسب واحدهای انگلیسی ارائه می‌گردد. از واحدهای متداول برای توان در سیستم انگلیسی Btu/hr (بی تی یو بر ساعت) می‌باشد. با استفاده از جدول زیر تبدیل واحدهای kW (کیلووات) و hp (اسب بخار) به Btu/hr امکان پذیر می‌گردد.

1hp	=	0.746kW	=	2545Btu/hr
1kW	=	1.34hp	=	3412Btu/hr

واحد متداول دیگر توان در محاسبات و انتخاب خنک کن، تن تبرید یا Refrigeration tons است. یک تن تبرید برابر $12000Btu/hr$ میباشد.

با تعیین مقدار حرارت تولیدی سیستم هیدرولیک ، در این مرحله خنک کن مناسب انتخاب میگردد.

برای انتخاب خنک کن مناسب علاوه بر تعیین مقدار توان حرارتی سیستم ، موارد زیر نیز باید مشخص گردد:

۱) دمای مطلوب روغن در سیستم هیدرولیک

۲) دمای ورودی آب خنک به خنک کن در صورت انتخاب خنک کن آبی

۳) دمای محیط در صورت انتخاب خنک کن هوایی

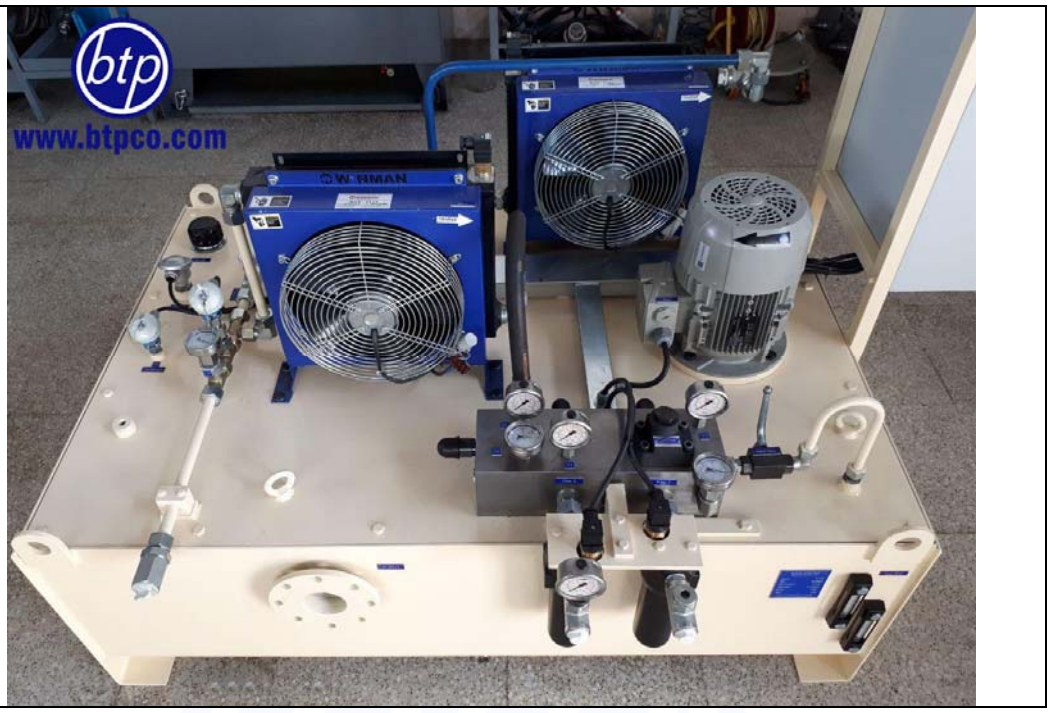
٤) دبی روغن هیدرولیک و دبی آب ورودی به خنک کن آبی

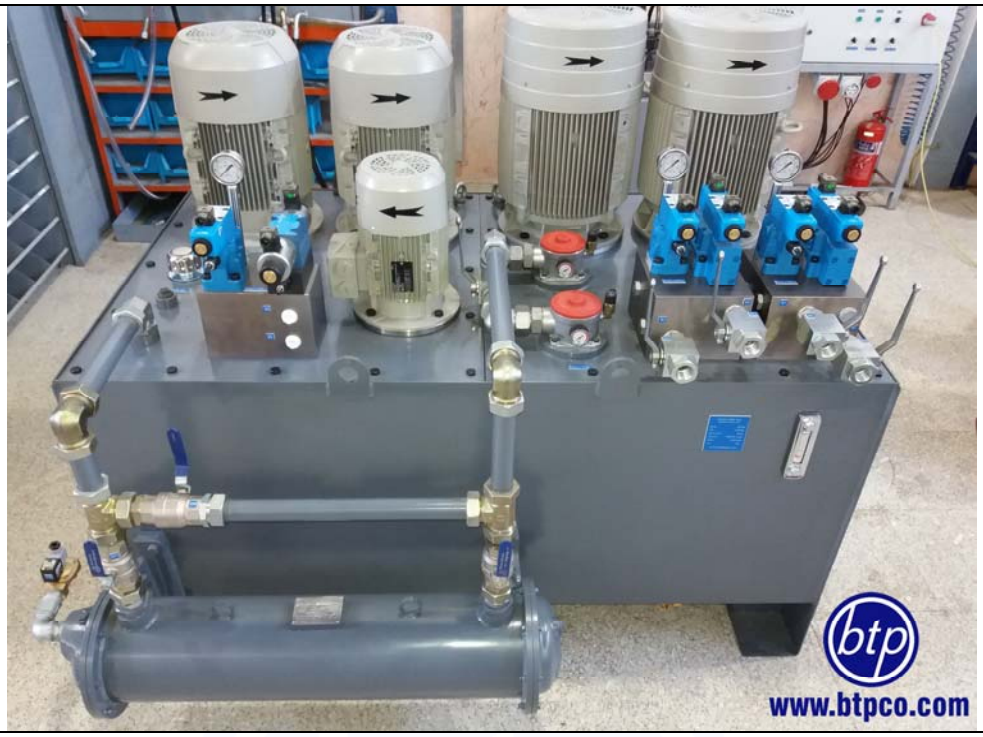
مورد (۱) با استفاده از جدول محدوده حداکثر دمای مجاز برای روغن درسیستمهای هیدرولیک تعیین میگردد :

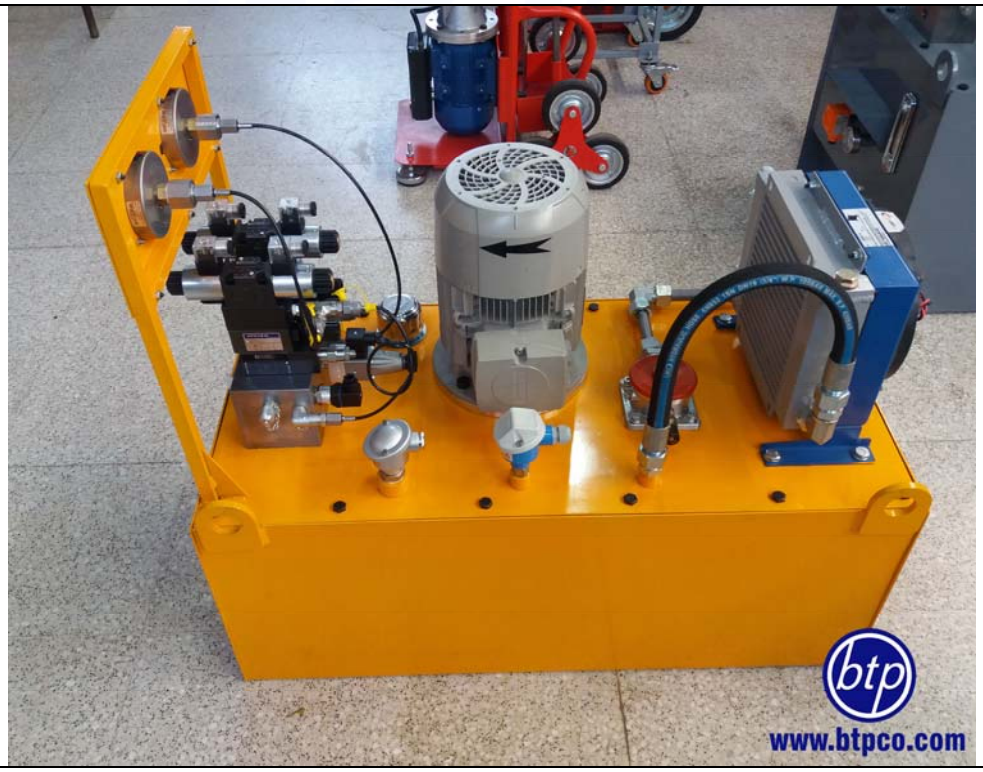
سیستمهای هیدرولیک صنعتی	متوسط 50°C	حداکثر 45°C الی 55°C
سیستمهای هیدرولیک موبایل	متوسط 60°C	حداکثر 55°C الی 65°C
سیستمهای انتقال قدرت هیدروستاتیک موبایل	متوسط 70°C	حداکثر 65°C الی 75°C

موارد (۲) ، (۳) و (٤) جهت انتخاب خنک کن توسط طراح سیستم هیدرولیک تعیین میگردد. برای مثال طراح مشخص میکند برای رسیدن به دمای مطلوب 50°C ، دبی پمپ روغن و دبی پمپ آب چقدر باید باشد. همچنین اطلاعات مربوط به دمای آب ورودی به خنک کن با استفاده از مشخصات سیستم چیلر یا کولینگ تاور موجود تعیین میگردد.

نمونه پروژه ساخت سیستم هیدرولیک شرکت بنیان تدبیر پارس




www.btpco.com


www.btpco.com

تیم مهندسی شرکت بنیان تدبیر پارس

پاسخگوی سئوالات فنی شما جهت طراحی و ساخت انواع سیستمهای هیدرولیک میباشد

تلفن : ۸-۵۵۲۷۸۱۱۷(۰۲۱)	فکس : ۵۵۲۷۷۹۶۱(۰۲۱)	ایمیل : info@btpco.com